

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 44 11 857 A 1

51 Int. Cl.⁵:
F01 L 9/02

21 Aktenzeichen: P 44 11 857.0
22 Anmeldetag: 6. 4. 94
43 Offenlegungstag: 10. 11. 94

DE 44 11 857 A 1

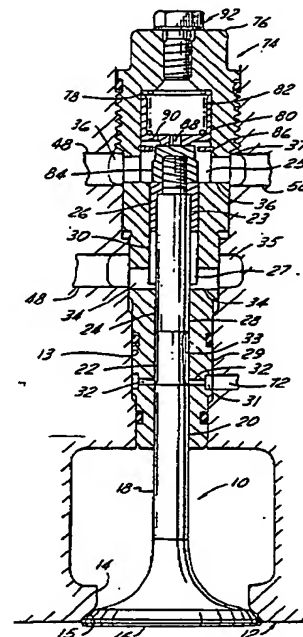
30 Unionspriorität: 32 33 31
07.05.93 US 057904
71 Anmelder:
Ford-Werke AG, 50735 Köln, DE.

72 Erfinder:
Schechter, Michael Moses, Farmington Hills, Mich.,
US; Levin, Michael Benjamin, Bloomfield, Mich., US

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Hydraulisch betriebene Ventilsteuerungseinrichtung mit hydraulischer Dämpfung

57 Die Erfindung betrifft eine variable Ventilbaugruppe, eine Motorventilsteuerungseinrichtung und ein Verfahren zum Betrieb desselben, bei dem ein hydraulisch gesteuertes Ventil 10 einen Ventilkolben 26 aufweist, an dessen beiden Enden auf die Oberflächen ein Fluiddruck wirkt, wobei ein erster Hohlraum 25 am einen Ende des Ventilkolbens 26 mit einer Hochdruckfluidquelle verbunden ist, während ein zweiter Hohlraum 27 am anderen Ende mit der Hochdruckfluidquelle und einer Niederdruckfluidquelle verbunden ist und von beiden durch die Tätigkeit von Steuerungsmitteln, wie Magnetventilen 64, 68, getrennt wird und wobei die Ventilbaugruppe auch einen Dämpfer aufweist, der die Geschwindigkeit des Ventils 10 während eines Teils der Bewegung des Ventilkolbens 26, insbesondere beim Aufsetzen des Ventilkopfs 16 auf einen Ventilsitz 16 begrenzt.



DE 44 11 857 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 09. 94 408 045/587

16/31

Die Erfindung betrifft eine hydraulisch betriebene Motorventilsteuerungseinrichtung sowie eine hydraulisch betriebene Tellerventilbaugruppe für einen Verbrennungsmotor und ein Verfahren zum Betrieb derselben. Insbesondere betrifft sie Ventilanordnungen, bei denen der hydraulische Druck eines unter Druck stehenden Fluids zur Steuerung der Bewegung der Motorventile unter Einsatz von Magnetventilen eingesetzt wird.

Die Steigerungen der Motorleistung, die dadurch erzielt, daß die Beschleunigung, die Geschwindigkeit und die Hubdauer der Einlaß- und Auslaßventile im Motor variiert werden können, sind bekannt und in Fachkreisen gewürdigt. Jedoch hat sich eine Technologie, die eine unkomplizierte, relativ einfache und sehr zuverlässige Einrichtung vorsieht, nicht eingestellt. Außerdem hat die verstärkte Verwendung von und das Vertrauen in mikroelektronische Steuereinrichtungen für Kraftfahrzeuge und ein verstärktes Vertrauen in die Hydraulik gegenüber mechanischen Vorrichtungen nun einen wesentlichen Fortschritt ermöglicht. Frühere Entwicklungen im Bereich der Einlaß- und Auslaßmotorventile waren weitgehend von anspruchsvollen mechanischen Vorrichtungen, wie mechanisch variierenden Phasenregelungen oder anderen Ausführungsformen zur zeitlichen Ventileinstellung, abhängig. Die verstärkte Verwendung mehrerer Ventile pro Zylinder wird unterstützt.

Die Verwendung oder Übernahme hydraulisch gesteuerter Motorventile erfolgte recht schleppend. Beispiele bekannter Vorrichtungen beinhalten die in den US-Patentschriften US-PS-2,915,052; US-PS-3,240,191; US-PS-3,361,121; US-PS-3,534,718; US-PS-3,926,159; US-PS-3,963,006 und US-PS-4,200,067 gezeigten. In einigen Beispielen, wie aus der US-PS-3,361,121 bekannt, wird ein Tellerventil in geschlossene Stellung durch eine mechanische Schraubenfeder vorgespannt und eine hydraulische Betätigungseinrichtung dazu verwendet, das Ventil in die offene Stellung zu spannen. Einige der zuvor genannten Patente beschreiben auch die Verwendung umlaufender Verteilerventile zur wechselseitigen Verbindung der Steueröffnungen der hydraulischen Betätigungseinrichtungen der Ventile mit einer Quelle von Druckflüssigkeit, wie in den US-PS-2,915,052 und US-PS-4,200,067 beschrieben. In einigen der vorgenannten Patente wird auch beschrieben, daß die hydraulische Fluideinrichtung zum Öffnen und Schließen der Motorventile verwendet wird; solche Ausführungsformen werden in der US-PS-2,915,052 und US-PS-3,963,006 beschrieben.

Jedoch sieht keine der vorgenannten Einrichtungen eine variable Motorventilsteuerungseinrichtung vor, die so einfach, zuverlässig, flexibel und wirksam ist, wie es für den Einsatz in Hochleistungsautomotoren und hochleistungsfähigen Automotoren, die heutzutage hergestellt und in naher Zukunft gefordert werden, sehr erwünscht ist.

Außerdem kann, wenn anstelle mechanischer Einrichtungen, hydraulisch gesteuerte Ventile eingesetzt werden, zusätzlicher Lärm aufgrund erhöhter Anschlaggeschwindigkeit des Ventils auf den Ventilsitz während des Schließens des Ventils erzeugt werden, wenn eine genaue Steuerung der Anschlaggeschwindigkeit des Ventils durch die Ventilsteuerungseinrichtung nicht erzielt wird.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, die Nachteile des

Standes der Technik zu vermeiden.

Die Aufgabe wird gelöst durch eine hydraulisch betriebene Ventilsteuerungseinrichtung für einen Verbrennungsmotor, die eine Hochdruckfluidquelle und eine Niederdruckfluidquelle; ein zur Befestigung am Motor geeignetes Zylinderkopfbauteil mit einer Zylinderkopf-Führungsbohrung und einer Zylinderkopfkammer; ein zwischen einer ersten und einer zweiten Position in der Zylinderkopf-Führungsbohrung und der Zylinderkopfkammer verschiebbares Tellerventil; eine hydraulische Betätigungseinrichtung mit einem mit dem Tellerventil verbundenen Ventilkolben, der in der Zylinderkopfkammer hin- und herbewegbar ist und dadurch sich einen mit der Verstellung ändernden ersten und zweiten Hohlraum bei Bewegung des Tellerventils bildet; wobei das Zylinderkopfbauteil eine Hochdrucksteuerungsöffnung zwischen dem ersten und zweiten Hohlraum und der Hochdruckfluidquelle und eine Niederdrucksteuerungsöffnung zwischen dem ersten und zweiten Hohlraum und der Niederdruckfluidquelle aufweist; ein Hochdruckventil und ein Niederdruckventil zur Regulierung des Fluidstroms im ersten Hohlraum; mit dem Hochdruckventil und dem Niederdruckventil zusammenwirkende Steuermittel zum wahlweisen Verbinden des ersten Hohlrums mit der Hochdruckfluidquelle und der Niederdruckfluidquelle, so daß das Tellerventil auf den Motorbetrieb abgestimmt oszilliert, wobei während jeder Schwingung zur Hin- und Herbewegung des Tellerventils verwendetes Hochdruck-Fluid teilweise in die Hochdruckfluidquelle rückgeführt wird, wodurch der Fluidstrom zwischen Hochdruckfluidquelle und Niederdruckfluidquelle wesentlich geringer werden kann als das vom Ventilkolben bewegte Volumen; und mit dem Hochdruckventil und dem Niederdruckventil zusammenwirkende Dämpfungsmittel zur Begrenzung der Geschwindigkeit des Tellerventils während eines Teils seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position im Zylinderkopfbauteil aufweist, sowie eine hydraulisch betriebene Tellerventilbaugruppe für einen Verbrennungsmotor, die eine Führungsbuchse mit einer Zylinderkopf-Führungsbohrung und einer ersten Zylinderkopfkammer; ein zwischen einer ersten und zweiten Position in der Zylinderkopf-Führungsbohrung und der ersten Zylinderkopfkammer verschieblich angeordnetes Tellerventil; ein mit dem Tellerventil verbundener Ventilkolben, der in der ersten Zylinderkopfkammer hin- und herbewegbar ist und dadurch einen mit der Verschiebung variierenden ersten und zweiten Hohlraum bei Bewegung des Tellerventils bildet; Dämpfungsmittel zur Begrenzung der Geschwindigkeit des Tellerventils während eines Teils seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position innerhalb des Zylinderkopfbauteils; wobei die Führungsbuchse, eine sich vom ersten und zweiten Hohlraum erstreckende Hochdrucksteueröffnung und eine mit Abstand zur Hochdrucksteueröffnung angeordnete, sich vom ersten Hohlraum erstreckende Niederdrucksteueröffnung aufweist und die Dämpfungsmittel ein Dämpfergehäuse umfassen, das eine mit der ersten Zylinderkopfkammer verbundene Dämpferkammer und innerhalb des Dämpfergehäuses angeordnete, mit dem Tellerventil gekoppelte Dämpferkolbenmittel zur Schaffung eines Widerstands gegen die Bewegung des Tellerventils während eines Teils seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position aufweist, umfaßt.

Die Erfindung betrifft aber auch ein Verfahren zum Betrieb einer hydraulisch betriebenen Tellerventilbaugruppe für einen Verbrennungsmotor, mit den Schrit-

ten: Verschieben eines Tellerventils in einer Tellerventilbaugruppe, die eine Führungsbuchse mit einer Zylinderkopf-Führungsbohrung und einer ersten Kammer aufweist, wobei das Tellerventil zwischen einer ersten und zweiten Position in der Zylinderkopf-Führungsbohrung und der ersten Kammer verschoben wird; Hin- und Herbewegen eines mit dem Tellerventil verbundenen Ventilkolbens in der ersten Kammer, wodurch ein mit der Verstellung variierender erster und zweiter Hohlraum durch die Bewegung des Tellerventils gebildet wird, wobei die Führungsbuchse eine sich vom ersten und zweiten Hohlraum erstreckende Hochdrucksteueröffnung und einer mit Abstand zur Hochdrucksteueröffnung angeordnete, sich vom ersten Hohlraum erstreckende Niederdrucksteueröffnung aufweist; Begrenzung der Geschwindigkeit des Tellerventils während eines Teiles seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position im Zylinderkopfbauteils durch Dämpfungsmittel, die ein Dämpfergehäuse umfassen, das eine mit der ersten Kammer verbundene Dämpferkammer und ein innerhalb des Dämpfergehäuses angeordnetes mit dem Tellerventil verbundenes Dämpferkolbenmittel aufweist, um einen Widerstand gegen die Bewegung des Tellerventils während eines Teiles seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position zu bieten; Verbinden des ersten Hohlraums mit einer Niederdruckfluidquelle, zum Auslösen einer Beschleunigung für eine Ventilschließbewegung; — Unterbrechen der Verbindung mit der Niederdruckfluidquelle, zum Beenden der Beschleunigung des Tellerventils; Verbinden des ersten Hohlraums mit einer Hochdruckfluidquelle über einen vorbestimmten Zeitraum, um das Abbremsen des Tellerventils zu beginnen, wodurch die Bewegung des Tellerventils das Tellerventil nicht vollständig schließen wird; Verbinden des ersten Hohlraums mit der Niederdruckfluidquelle über einen vorbestimmten Zeitraum, um die Beschleunigung zur Ventilschließbewegung zu beginnen; und Einschalten der Dämpfungsmittel zur Begrenzung der maximalen Geschwindigkeit des Tellerventils vor dem endgültigen Schließen des Tellerventils.

Vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Die erfindungsgemäßen Ausführungsformen umfassen variable hydraulische Ventilbaugruppen, die ein freibewegliches Ventil mit einem an seinem oberen Ende angebrachten Ventilkolben aufweisen. Der Ventilkolben wird Fluiddruck ausgesetzt, der an den Oberflächen der beiden Enden des Ventilkolbens wirkt, die nicht gleich groß sind. Der Hohlraum am einen Ende des Ventilkolbens ist mit einer Hochdruckfluidquelle verbunden, während der Hohlraum am anderen Ende des Ventilkolbens, durch die Tätigkeit von Steuermitteln, wie Magnetventilen, mit einer Hochdruckfluidquelle, einer Niederdruckfluidquelle verbunden oder getrennt sein kann.

Wahlweise Betätigung oder Nicht-Betätigung der Steuermittel verursacht ein Einstromen unter Druck stehendem Fluids in einen Hohlraum am einen Ende des Ventilkolbens und ein Ausströmen von Fluid aus dem Hohlraum am anderen Ende des Ventilkolbens, wobei eine solche Betätigung zu einer Veränderung des auf den Ventilkolben wirkenden Kräftegleichgewichtes führt und eine kontrollierte Bewegung des Ventils von einer festen Stellung zur anderen verursacht. Bei der Bewegung von einer festen Stellung zur anderen und zurück, begrenzen Dämpfungsmittel die Geschwindigkeit des Ventils während eines Teils seines Hubs.

Das Einstromen des unter Druck stehenden Fluids ist

eine Folge der Fluidausdehnung aus einem Druckbehälter; das Ausströmen des Fluids führt zu einer verstärkten Fluidkompression im Druckbehälter.

Ferner wird die potentielle Energie des unter Druck stehenden Fluids während der Beschleunigung in kinetische Energie des sich bewegenden Ventils umgewandelt und die kinetische Energie des Ventils während des Abbremsens in potentielle Energie des unter Druck stehenden Fluids rückgewandelt, wodurch etwas geschaffen wird, das als "flüssige Feder" bezeichnet werden kann.

Eine weitere Eigenschaft der Einrichtung ist die Tatsache, daß der Fluidstrom während des Betriebes zwischen der Hochdruck- und der Niederdruckquelle merklich geringer ist als das durch die Bewegung des Ventilkolbens bewegte Volumen.

Die zeitliche Abfolge der Öffnungs- und Schließbewegungen des Ventils wird durch Variation der zeitlichen Abfolge der Betätigung der Steuermittel gesteuert. Der Hub des Ventils ist bestimmt durch die Betätigungsdauer der Steuermittel. Die Beschleunigung, Geschwindigkeit und Bewegungszeit des Ventils wird durch Druckveränderung des unter Druck stehenden Fluids gesteuert.

Die oben beschriebene, erfindungsgemäße Einrichtung kann an einem Motor mit mehr als zwei Ventilen pro Zylinder eingesetzt werden und kann wahlweise eines oder mehrere Ventile gleichzeitig aktivieren.

Außerdem ist es ein Ziel, eine Ventileinrichtung vorzusehen, bei der die Geschwindigkeit des Ventils während der Schließbewegung durch die Verwendung eines Dämpfers kontrolliert wird, um die Anschlaggeschwindigkeit des Ventils, wenn es mit dem Ventilsitz in Berührung kommt, während eines Teils der Schließbewegung des Ventils zu begrenzen.

Dementsprechend wird eine hydraulisch betriebene Ventileinrichtung vorgesehen, die eine Führungsbuchse mit einer Zylinderkopf-Führungsbohrung und einer ersten Kammer und ein in der Zylinderkopf-Führungsbohrung und der ersten Kammer vorgesehenes, zwischen einer ersten und zweiten Position verschiebliches Ventil aufweist.

Das Ventil hat einen mit dem Ventil verbundenen Ventilkolben, der innerhalb der ersten Kammer hin- und herbewegbar ist, wodurch ein sich mit der Verstellung ändernder erster und zweiter Hohlraum während der Bewegung des Ventils gebildet wird. Die Führungsbuchse hat eine sich vom ersten und zweiten Hohlraum erstreckende Hochdrucksteueröffnung und eine mit Abstand zur Hochdrucksteueröffnung angeordnete Niederdrucksteueröffnung, die sich gleichfalls vom ersten Hohlraum erstreckt. Ein eine Dämpferkammer aufweisendes Dämpfergehäuse ist mit der ersten Kammer verbunden. Im Dämpfergehäuse sind mit dem Ventil gekoppelte Dämpfermittel zur Ausübung eines Widerstandes gegen die Bewegung des Ventils während eines Teils seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position angeordnet.

Die Durchführung des Verfahrens zum Betrieb der oben beschriebenen Ventilbaugruppe und Dämpfer erfolgt, indem der erste Hohlraum mit einer Niederdruckfluidquelle verbunden wird, um dadurch die Beschleunigung für die Ventilschließbewegung auszulösen. Die Verbindung zur Niederdruckfluidquelle wird dann unterbrochen. Der erste Hohlraum wird dann über einen vorbestimmten Zeitraum mit einer Hochdruckfluidquelle verbunden, um das Abbremsen des Ventils zu beginnen, wobei die Ventilbewegung das Ventil nicht vollkommen schließt. Der erste Hohlraum wird dann mit

einer Niederdruckfluidquelle verbunden, um noch einmal eine Beschleunigung für die Ventilschließbewegung auszulösen, während das Dämpfungsmittel zur Begrenzung der maximalen Geschwindigkeit des Ventils vor dem endgültigen Schließen des Ventils eingesetzt sind.

Diese und andere Ziele, Eigenschaften und Vorteile der Erfindung sind aus der folgenden detaillierten Beschreibung einer erfindungsgemäßen Ausführungsform und anhand der begleitenden Zeichnung ersichtlich. Dabei zeigt:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines einzelnen, erfindungsgemäßen, hydraulisch gesteuerten Motorventils und der Hydraulik zur Fluidversorgung der Ventilsteuermittel;

Fig. 2a, 2b und 2c: schematische Aufrisse eines einzelnen, erfindungsgemäßen Motorventils und der damit verbundenen Ventilsteuermittel, wobei das Ventil in drei verschiedenen Stellungen bis zum vollständigen Öffnen dargestellt ist;

Fig. 3a, 3b und 3c: schematische Aufrisse eines einzelnen, erfindungsgemäßen Motorventils und der damit verbundenen Ventilsteuermittel, wobei das Ventil in drei verschiedenen Stellungen bis zum vollständigen Schließen dargestellt ist;

Fig. 4 einen schematischen Aufriß einer Ausführungsform eines einzelnen erfindungsgemäßen hydraulisch gesteuerten Ventils in geschlossener Position; und

Fig. 5a, 5b, 5c und 5d: schematische Aufrisse des einzelnen Ventils der Fig. 4 in Verbindung mit den Ventilsteuermitteln, wobei das Ventil in vier verschiedenen Stellungen bis zum vollständigen Schließen dargestellt ist.

Die Erfindung sieht variable Steuerung der Ventileinstellung, des Ventilhubs und der Ventilschließgeschwindigkeit vor. Die Einrichtung nutzt die elastischen Eigenschaften eines komprimierten hydraulischen Fluids, das als flüssige Feder, das Ventil während der Öffnungs- und Schließbewegungen beschleunigt und abbremst. Während der Beschleunigung wird ein Teil der potentiellen Energie des Fluids in kinetische Energie des Ventils umgewandelt. Während des Abbremsens wird die Energie des Ventils an das Fluid zurückgegeben. Bis auf Leckagen bleibt die meiste Energie des Fluids erhalten.

In Fig. 1 sind Eigenschaften der Erfindung dargestellt. Ein Ventil 10 ist innerhalb eines einen Durchlaß 14 für angesaugte Luft oder Abgas aufweisenden Zylinderkopfes 12 und eines Ventilsitzen 15 angeordnet. Das Ventil 10 umfaßt einen Ventilkopf 16 und einen Ventilschaft 18. Der Ventilschaft 18 weist eine Reihe konzentrischer zylindrischer Abschnitte 20, 22, 23 und 24 unterschiedlichen Außendurchmessers auf. Die Abschnitte 20 und 24 führen das Ventil 10 beim Hin- und Herbewegen innerhalb einer Führungsbohrung 28. Der Abschnitt 23 bildet einen Befestigungsbereich für einen Ventilkolben 26, der innerhalb einer mit der Zylinderkopf-Führungsbohrung 28 konzentrischen Kolbenkammer 30 verschiebbar ist. Der Ventilkolben 26 bildet einen ersten und einen zweiten Hohlraum 25, 27 in der Kolbenkammer 30.

Dem Ventilkolben 26 wird wahlweise Fluid aus einer Hochdruckschiene 40 und einer Niederdruckschiene 42, die über Leitungen 44 und 46 mit einer Hochdrucksteuerungsöffnung 48, beziehungsweise einer Niederdrucksteuerungsöffnung 50 hydraulisch verbunden sind, zugeführt. Der zweite Hohlraum 27 am unteren Ende des Ventilkolbens 26 ist mit der Hochdrucksteuerungsöffnung 48 verbunden, während der erste Hohlraum 25 am oberen Ende des Ventilkolbens 26 mit dem Hoch-

drucksteuerungsanschluß 48; mit dem Niederdrucksteuerungsanschluß 50 verbunden oder von beiden getrennt werden kann.

Hydraulische Einrichtungen, die die notwendigen Fluiddrücke in den Hochdruck- und Niederdruckschienen 40, 42 aufrechterhalten, können verschieden angeordnet sein. Die in Fig. 1 gezeigte Anordnung umfaßt eine variable Verdrängerpumpe 52 zwischen einem Speicher 54 und der Hochdruckschiene 40. Da das Fluid in der Hochdruckschiene 40 nur Ausdehnung und Kontraktion unterworfen ist, ist die Pumpenarbeit der Verdrängerpumpe 52 größtenteils darauf beschränkt, interne Leckagen durch Öffnungen auszugleichen. Die variable Verdrängerpumpe 52 kann automatisch gesteuert sein, wobei ein Drucksensor 56 ein Rückkopplungssignal an eine Pumpensteuerung 58 dann überträgt, wenn der Druck in der Hochdruckschiene 40 unter ein festgelegtes, für eine bestimmte Betriebsbedingung erforderliches Minimum fällt. Sie ändert dann die Einstellung der Verdrängerpumpe 52, um den erforderlichen Druck in der Hochdruckschiene 40 aufrecht zu erhalten. Das Fluid in der Niederdruckschiene 42 wird mittels einer vom Speicher 54 und einem Druckregler 62 mit Fluid versorgten Druckpumpe 60 auf einem festen, niedrigen Druck gehalten. Der erste Hohlraum 25 kann über ein Magnetventil 64 oder ein Überdruckventil 66 mit der Hochdruckschiene 40 und über ein Magnetventil 68 oder ein Überdruckventil 70 mit der Niederdruckschiene 42 verbunden werden. Der zweite Hohlraum 27 ist immer mit der Hochdruckschiene 40 verbunden. Eine Rückführleitung 72 vervollständigt die Einrichtung, die das von der Kolbenkammer 30 in eine zwischen der Führungsbohrung 28 und dem Abschnitt 22 geringeren Durchmessers des Ventils 10 ausgebildete Rückführkammer 33 laufende Fluid dem Speicher 54 rückführt.

Das Öffnen und Schließen eines einzelnen Ventils 10 ist in den Fig. 2a—2c beziehungsweise Fig. 3a—3c gezeigt. Die Pfeile zeigen je nach Richtung des Fluidstroms und Bewegungsrichtung des Ventils 10.

Um das Öffnen des Ventils 10 auszulösen, öffnet sich das Magnetventil 64, wodurch eine Kraft auf den Ventilkolben 26 wirkt, um das Ventil 10 nach unten zu beschleunigen (Fig. 2a). Beim Schließen des Magnetventils 64, fällt der Druck im ersten Hohlraum 25 oberhalb des Ventilkolbens 26 ab und der Ventilkolben 26 bremst unter Drücken des Fluids aus dem Raum des zweiten Hohlraums 27 in die Hochdruckleitung 44, ab (Fig. 2b). Fluid unter niedrigem Druck, das durch das Niederdruck-Überdruckventil 70 strömt, beugt der Bildung von Hohlräumen im ersten Hohlraum 25 während des Abbremsens vor. Wenn die Abwärtsbewegung des Ventils 10 endet, schließt sich das Niederdruck-Überdruckventil 70 und das Ventil 10 bleibt in seiner offenen Stellung arretiert (Fig. 2c).

Der Vorgang des Schließens des Ventils 10 ähnelt im Prinzip dem des Öffnens des Ventils 10. Wenn sich das Magnetventil 68 öffnet, fällt der Druck im ersten Hohlraum 25 und die Kraft des Drucks im Leitungsnetz beschleunigt den Ventilkolben 26 nach oben (Fig. 3a). Dann schließt sich das Magnetventil 68 und der steigende Druck im ersten Hohlraum 25 zwingt das Fluid durch einen Überdruckventilkanal 67 und öffnet das Hochdruck-Überdruckventil 66 (Fig. 3b). Die Richtung der Kraft des Drucks im Leitungsnetz wird umgekehrt und das Ventil 10 bremst ab, indem es Fluid aus dem ersten Hohlraum 25 zurück in die Hochdruckleitung 44 drückt. Wenn das Ventil 10 seine kinetische Energie abgebaut hat, schließt sich das Hochdruck-Überdruckventil 66

und das Ventil 10 verbleibt in seiner geschlossenen Position arretiert (Fig. 3c). Das verstärkte Abbremsen des Ventils 10 führt zu einer geringeren Anschlaggeschwindigkeit des Ventils 10 bei Auftreffen auf den Ventilsitz 15. Ein kurzzeitiges, nochmaliges Öffnen des Niederdruck-Magnetventils 68 am Ende des Schließens des Ventils 10 stellt sicher, daß das Ventil 10 fest gegen seinen Ventilsitz 15 gepreßt ist.

Die Änderung der zeitlichen Steuerung der Tätigkeit der zwei Magnetventile 64, 68 verändert die zeitliche Abfolge des Öffnens und Schließens des Motorventils. Der Ventilhub kann durch Variation der Dauer des Magnetspannungsimpulses gesteuert werden. Ändern des Fluiddrucks in der Hochdruckschiene 40 erlaubt eine Steuerung der Ventilbeschleunigung, -geschwindigkeit und -bewegungszeit. All dies ermöglicht eine wesentlich größere Flexibilität bei der Steuerung von Motorventilen als in herkömmlichen nockengetriebenen Ventilreihen; eine Flexibilität, die in der Wirkung der Fähigkeit gleicht, die Größe und Form der Nocken zu verändern, während der Motor läuft.

Um ein richtiges Abbremsen des Ventils 10 während des Schließens des Ventils 10 zur Begrenzung der Anschlaggeschwindigkeit sicherzustellen, wird mit dem Ventil 10 ein Dämpfer kombiniert. Diese Konstruktion ist detailliert in Fig. 4 dargestellt. Sie zeigt eine Ventilbaugruppe im Zylinderkopf 12 eines Motors, obwohl die hydraulische Ventilbaugruppe und der Dämpfer auch in anderen Anwendungen als Motoren verwendet werden kann. Dabei wird das Motorventil 10 innerhalb des Zylinderkopfes 12 angeordnet dargestellt. Um die Übereinstimmung des Aufbaus im Bezug auf die Fig. 1 bis 3 zu zeigen, werden in Fig. 4 und den Fig. 5a-5d die gleichen Bezugszeichen verwendet, mit Ausnahme des Bezugszeichens der Führungsbohrung 28, die innerhalb einer Führungshülse 29, die in einer Stufenbohrung 13 im Zylinderkopf 12 befestigt ist, angeordnet dargestellt ist.

Die Führungshülse 29 umfaßt mehrere radial im Abstand zueinander angeordneter Fluidrückführungsbohrungen 32 und einen die Rückführungskammer 33 mit der Rückführleitung 72 verbindenden Ringraum 31. Außerdem weist die Führungshülse 29 mehrere radial im Abstand zueinander angeordnete Hochdruckbohrungen 34 auf, die neben einem zweiten Hohlraum 27 in der Kolbenkammer 30 mit der Hochdrucksteueröffnung 48 verbindenden Hochdruck-Ringraums 35 im Zylinderkopf 12 angeordnet sind. Zusätzlich umfaßt die Führungshülse 29 im radialen Abstand zueinander angeordnete Hochdruck-/Niederdruckbohrungen 36, die neben einem ersten Hohlraum 25 der Kolbenkammer 30 mit der Hochdrucksteueröffnung 48 und der Niederdrucksteueröffnung 50 verbindenden Ringraum 37 innerhalb des Zylinderkopfes 12 angeordnet sind. Diese Bohrungen 36 liegen außerdem neben der hydraulischen Dämpferbaugruppe 74.

Am oberen Ende der Führungshülse 29 ist die Dämpferbaugruppe 74 im Zylinderkopf 12 befestigt. Ein Dämpfergehäuse 76 mit einer Dämpferkammer 78 nimmt einen Dämpferkolben 80 verschieblich in der Dämpferkammer 78 auf. Der Dämpferkolben 80 teilt und dichtet die Dämpferkammer 78, mit Ausnahme einer großen zentrierten Austrittsöffnung 88 und einer kleineren nicht-zentrierten Austrittsöffnung 90 im Dämpferkolben 80, durch die die Fluid fließen kann, gegenüber der Kolbenkammer 30 ab. Am oberen Ende hat das Motorventil 10 ein Gewinde, um eine Mutter 84 aufzunehmen, die, wenn sie mit dem Dämpferkolben 80 im

Oberflächenkontakt ist, die große Austrittsöffnung 88 im Dämpferkolben 80 abschließt. Innerhalb der Dämpferkammer 78 ist zwischen dem Dämpferkolben 80 und dem oberen Ende der Dämpferkammer 78 eine Druckfeder 82 befestigt, die den Dämpferkolben 80 gegen die Mutter 84 vorspannt. Ein in der Kolbenkammer 30 angebrachter Anschlagring 86 begrenzt das Ausmaß einer möglichen Abwärtsbewegung des Dämpferkolbens 80, ohne jedoch den Fluidstrom durch die Austrittsöffnungen 88, 90 zu blockieren. Am oberen Ende hat die Dämpferkammer 78 ein Ablaßventil 92, daß nur dazu verwendet wird, Luft in der hydraulischen Einrichtung, nach ihrem Zusammenbau, anfänglich zu beseitigen.

Der Öffnungsvorgang des Ventils 10 gleicht im wesentlichen dem in den Fig. 2a-2c gezeigten. Der einzige Unterschied besteht darin, daß sich, wenn sich das Ventil 10 abwärts bewegt, der Dämpferkolben 80 durch die Kraft der Druckfeder 82 ebenfalls abwärts bewegen kann, bis er, sobald er in Kontakt mit dem Anschlagring 86 kommt, stoppt. Da beide Austrittsöffnungen 88, 90 offen sind, ist ein freier Ölfluß zwischen den beiden Kammern 30, 78 möglich und die Abwärtsbewegung des Dämpferkolbens 80 wird nicht behindert. Außerdem ist die Abwärtsbewegung des Motorventils 10 gleichfalls nicht gehemmt, da nur die Mutter 84 und der Dämpferkolben 80 in Oberflächenkontakt kommen und sich somit keine dämpfende Wirkung auf das Ventil 10 ergibt.

Der Schließvorgang des Ventils 10 wird in den Fig. 5a-5d dargestellt, wobei die Pfeile fallweise die Richtung des Fluidstroms und der Ventilbewegung anzeigen. Um das Schließen des Ventils 10 auszulösen, öffnet sich das Magnetventil 68 und die auf den Ventilkolben 26 wirkende Kraft des System-Drucks beschleunigt das Ventil 10 nach oben (Fig. 5a). Dann schließt sich das Magnetventil 68 und der im ersten Hohlraum 25 steigende Druck öffnet das Hochdruck-Überdruckventil 66 (Fig. 5b). Folglich kehrt sich die Richtung der Kraft des System-Drucks um, das Motorventil 10 bremst ab und drückt Fluid aus dem Raum im ersten Hohlraum 25 über die Hochdrucksteuerungsöffnung 48 in die Hochdruckleitung 44 zurück. Das Öffnen und Schließen des Magnetventils 68 ist zeitlich so eingestellt, daß das Motorventil 10 seine kinetische Energie genau dann aufgebraucht hat, wenn die Mutter 84 kurz davor ist, den Dämpferkolben 80 zu berühren, wodurch sich das Hochdruck-Überdruckventil 66 schließt. Genau dann, wenn das Hochdruck-Überdruckventil 66 schließt, wird das Magnetventil 68 noch einmal kurz geöffnet, wodurch die Aufwärtsbewegung des Motorventils 10 verursacht wird, um von vorne beginnen (Fig. 5c). Die Auslösebewegung vor dem kurzen nochmaligen Öffnen des Magnetventils 68 erfolgt ohne Hemmen der Aufwärtsbewegung des Ventils 10 durch den Dämpferkolben 80. Folglich wird die Ventilbewegung nur während eines kurzen Teils der Aufwärtsbewegung gedämpft, beispielsweise wird in diesem speziellen Fall ungefähr ein Millimeter der Kolbenbewegung gedämpft. Dadurch wird der Verlust bei der Umwandlung der kinetischen Energie des Ventils 10 in potentielle Energie des unter Druck stehenden Fluids minimiert. Würde die Ventilbewegung über den gesamten Hub während des Schließens gedämpft, träte ein größerer Energieverlust ein.

Die Bewegung des Motorventils 10 ist nun auch zum Dämpferkolben 80 entgegengesetzt. Da die große Austrittsöffnung 88 durch die Mutter 84 versperrt ist, kann das durch die Aufwärtsbewegung des Dämpferkolbens 80 unter Druck gesetzte Fluid nur durch die kleine Austrittsöffnung 90 von der Dämpferkammer in den ersten

Hohlraum 25 der Kolbenkammer 30 strömen. Somit nimmt, wenn die Aufwärtsgeschwindigkeit des Dämpferkolbens 80 zunimmt, die Geschwindigkeit des durch die kleine Austrittsöffnung 90 strömenden Fluids zu und erzeugt einen Druckunterschied zwischen der Dämpferkammer 80 und dem ersten Hohlraum 25, wodurch eine abwärts gerichtete hydraulische Druckkraft hervorgerufen wird. Diese Dämpfungskraft wirkt dem nach oben wirkenden hydraulischen Druck des Ventilkolbens 26 entgegen. Dementsprechend löschen sich die entgegengesetzten hydraulischen Kräfte bei einem vorbestimmten, auf dem Durchmesser der kleinen Austrittsöffnung 90 basierenden Betrag der Geschwindigkeit des Ventils 10 aus und die Geschwindigkeit des Motorventils 10 steigt nicht mehr. Das Motorventil 10 bewegt sich dann mit dieser Geschwindigkeit aufwärts, bis der Ventilkopf 16 den Ventilsitz 15 berührt und das Ventil 10 in dieser geschlossenen Position arretiert ist (Fig. 5d).

Der vorbestimmte Betrag der Geschwindigkeit ist durch den Durchmesser der kleinen Austrittsöffnung 90 bestimmt. Daher kann durch geeignete Wahl des Durchmessers der Austrittsöffnung 90 die kinetische Energie des Ventils 10 zum Zeitpunkt seiner Berührung mit dem Ventilsitz 15 ausreichend klein gehalten werden, um übermäßige Anschlaggeräusche und Belastungen, wenn das Ventil 10 mit dem Ventilsitz 15 in Berührung kommt, zu vermeiden.

Während die Ventilbaugruppe als einzelnes Ventil in Betrieb gezeigt ist, kann die Erfindung auch in Anordnungen mit mehreren Ventilen arbeiten, wobei die hydraulischen Einrichtungen und Betätigungseinrichtungen miteinander verbunden sind. Daher ist, während Ausführungsformen der Erfindung im Detail beschrieben wurden, dem Fachmann auf dem Gebiet der Erfindung eine Vielzahl alternativer Konstruktionen und Ausführungsformen, die die in den Ansprüchen definierete Erfindung anwenden, ersichtlich.

Patentansprüche

1. Hydraulisch betriebene Ventilsteuerungseinrichtung für einen Verbrennungsmotor, gekennzeichnet durch:

- eine Hochdruckfluidquelle (40) und eine Niederdruckfluidquelle (42);
- ein zur Befestigung am Motor geeignetes Zylinderkopfbauteil (12) mit einer Zylinderkopf-Führungsbohrung (28) und einer Zylinderkopf-kammer (30);
- ein zwischen einer ersten und einer zweiten Position in der Zylinderkopf-Führungsbohrung (28) und der Zylinderkopf-kammer (30) verschiebbares Tellerventil (10);
- eine hydraulische Betätigungseinrichtung mit einem mit dem Tellerventil (10) verbundenen Ventilkolben (26), der in der Zylinderkopf-kammer (30) hin- und herbewegbar ist und dadurch sich einen mit der Verstellung ändernden ersten und zweiten Hohlraum (25, 27) bei Bewegung des Tellerventils (10) bildet; wobei das Zylinderkopfbauteil (12) eine Hochdrucksteuerungsöffnung (48) zwischen dem ersten und zweiten Hohlraum (25, 27) und der Hochdruckfluidquelle (40) und eine Niederdrucksteuerungsöffnung (50) zwischen dem ersten und zweiten Hohlraum (25, 27) und der Niederdruckfluidquelle (42) aufweist;
- ein Hochdruckventil (64) und ein Nieder-

druckventil (68) zur Regulierung des Fluidstroms im ersten Hohlraum (25);

— mit dem Hochdruckventil (64) und dem Niederdruckventil (68) zusammenwirkende Steuermittel zum wahlweisen Verbinden des ersten Hohlraums (25) mit der Hochdruckfluidquelle (40) und der Niederdruckfluidquelle (42), so daß das Tellerventil (10) auf den Motorbetrieb abgestimmt oszilliert, wobei während jeder Schwingung zur Hin- und Herbewegung des Tellerventils (10) verwendetes Hochdruck-Fluid teilweise in die Hochdruckfluidquelle (40) rückgeführt wird, wodurch der Fluidstrom zwischen Hochdruckfluidquelle (41) und Niederdruckfluidquelle (42) wesentlich geringer werden kann als das vom Ventilkolben (26) bewegte Volumen; und

— mit dem Hochdruckventil (64) und dem Niederdruckventil (68) zusammenwirkende Dämpfungsmittel zur Begrenzung der Geschwindigkeit des Tellerventils (10) während eines Teils seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position im Zylinderkopfbauteil (12).

2. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungsmittel:

- ein Dämpfergehäuse (76) mit einer mit der Zylinderkopf-kammer (30) verbundenen Dämpferkammer (78); und
- einen gegen das Tellerventil (10) in geschlossene Position vorgespannten Dämpferkolben (80) aufweisen;

wobei der Dämpferkolben (80) verschieblich in der Dämpferkammer (78) aufgenommen ist und ein zwischen der Zylinderkopf-kammer (30) und der Dämpferkammer (78) angeordnetes Druckteil aufweist, wobei die Dämpferkammer (78) Mittel zur wahlweisen Begrenzung des Fluidstroms zwischen der Dämpferkammer (78) und der Zylinderkopf-kammer (30) besitzt.

3. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Begrenzungsmittel:

- eine erste Öffnung (88) und eine kleinere zweite Öffnung (90) durch das Druckteil aufweisen;

wobei die erste Öffnung (88) mit dem Tellerventil (10) ausgerichtet und davon verschlossen wird, wenn es den Dämpferkolben (80) berührt und die zweite Öffnung (90) nicht mit dem Tellerventil (10) ausgerichtet ist, wodurch das Fluid durch die erste und zweite Öffnung (88, 90) frei fließt, wenn sich das Tellerventil (10) von der ersten zur zweiten Position verschiebt und das Fluid nur durch die zweite Öffnung (90) fließt, wenn sich das Tellerventil (10) von der zweiten zur ersten Position verschiebt.

4. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungsmittel:

- einen in der Dämpferkammer (78) zwischen dem Dämpferkolben (80) und dem Tellerventil (10) angebrachten Anschlagring (86) aufweisen;

wobei der Anschlagring (86) eine Zentral-Bohrung hat, so daß bei Anliegen des Dämpfers am Anschlagring (86), der Anschlagring (86) die erste oder zweite Öffnung (88, 90) nicht abdeckt, wobei der Anschlagring (86) den Weg des Dämpferkolbens (80) auf weniger als den Weg des Tellerventils (10)

von der ersten zur zweiten Position begrenzt, wodurch die Strömungsbegrenzung durch die erste Öffnung (88) nur auf einen Teil des Weges des Teller-ventils (10) von der zweiten zur ersten Position begrenzt ist.

5. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Hochdruckventil (64) und das Niederdruckventil (68) Magnetventile sind.

6. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 1, 10 dadurch gekennzeichnet, daß:

- der Ventilkolben (26) ein Paar den jeweiligen Enden der Zylinderkopfkammer (30) gegenüberliegende Enden umfaßt;
- das Hochdruckventil (64) in der ersten Hochdrucksteueröffnung (48) angeordnet ist und zum Unterbrechen und zum Durchlassen des Fluidstroms an einem Ende des Ventilkolbens (26) betreibbar ist;
- das andere Ende des Ventilkolbens (26) ständig mit der Hochdruckfluidquelle (40) verbunden ist;
- das Niederdruckventil (68) in der Niederdrucksteueröffnung (50) angeordnet ist und zum Unterbrechen und Durchlassen des Fluidstroms am einen Ende des Ventilkolbens (26) betreibbar ist;
- ein normalerweise geschlossenes Überdruckventil (70) in der Niederdrucksteueröffnung (50) zwischen dem einen Ende des Ventilkolbens (26) und dem Niederdruckventil (68) angeordnet ist;

wobei während des Öffnens und Schließens des Teller-ventils (10) die potentielle Energie des Fluids aus der Hochdruckfluidquelle (40) zur Beschleunigung des Teller-ventils (10) verwendet werden kann, wodurch die kinetische Energie des Teller-ventils (10) erhöht wird und während des Abbremsens die kinetische Energie des Teller-ventils (10) zum Zurückpumpen des Fluids in die Hochdruckfluidquelle (40) verwendet werden kann, wodurch die potentielle Energie des Hochdruckfluids wieder rückgeführt wird.

7. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 6, 45 dadurch gekennzeichnet, daß die Hochdruckfluidquelle (40) eine mit dem einen Ende des Ventilkolbens (26) hydraulisch gekoppelte zweite Hochdrucksteueröffnung (48) und ein normalerweise geschlossenes Überdruckventil (66) in der zweiten Hochdrucksteueröffnung (48) aufweist.

8. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 1, 50 dadurch gekennzeichnet, daß sie Mittel zur Umwandlung der potentiellen Energie des Fluids während der Beschleunigung in kinetische Energie des sich hin- und herbewegenden Teller-ventils (10) aufweist und dementsprechend die kinetische Energie des Teller-ventils (10) während des Abbremsens in potentielle Energie des Fluids umwandelt.

9. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 1, 60 dadurch gekennzeichnet, daß die Hochdruckfluidquelle (40) und die Niederdruckfluidquelle (42) jeweils einen Druckbehälter mit unter Druck stehendem Fluid aufweisen, wobei das Einströmen des Fluids in die hydraulische Betätigungseinrichtung aus der Ausdehnung des Fluids in einem der Druckbehälter resultiert und das Ausströmen des Fluids durch das Hochdruckventil (64) und das Niederdruckventil (68) die Kompression des Fluids in je-

dem der Druckbehälter erhöht.

10. Ventilsteuerungseinrichtung nach Anspruch 1, 65 dadurch gekennzeichnet, daß

- die dem Fluiddruck ausgesetzte Fläche auf der einen Seite des Ventilkolbens (26) größer ist als die dem Fluiddruck ausgesetzte Fläche auf der anderen Seite des Ventilkolbens (26);
- das Tellerventil (10) in Richtung der Öffnung des Teller-ventils (10) beschleunigt, wenn die Steuermittel das Hochdruckventil (64) öffnen und abbremsen, wenn sich das Hochdruckventil (64) schließt;
- das Tellerventil (10) in Richtung des Schließens des Teller-ventils (10) beschleunigt, wenn die Steuermittel das Niederdruckventil (68) öffnen und abbremsen, wenn sich das Niederdruckventil (68) schließt;
- die zeitliche Steuerung des Öffnens des Hochdruckventils (64) die Öffnung des Teller-ventils (10) kontrolliert und die zeitliche Steuerung des Öffnens des Niederdruckventils (68) das Schließen des Teller-ventils (10) kontrolliert; und
- die Öffnungszeit des Hochdruckventils (64) den Hub des Teller-ventils (10) steuert.

11. Hydraulisch betriebene Teller-ventilbaugruppe für einen Verbrennungsmotor, gekennzeichnet durch:

- eine Führungsbuchse (29) mit einer Zylinderkopf-Führungsbohrung (28) und einer ersten Zylinderkopfkammer (30);
- ein zwischen einer ersten und zweiten Position in der Zylinderkopf-Führungsbohrung (28) und der ersten Zylinderkopfkammer (30) verschieblich angeordnetes Tellerventil (10);
- ein mit dem Tellerventil (10) verbundener Ventilkolben (26), der in der ersten Zylinderkopfkammer (30) hin- und herbewegbar ist und dadurch einen mit der Verschiebung variierenden ersten und zweiten Hohlraum (25, 27) bei Bewegung des Teller-ventils (10) bildet;
- Dämpfungsmittel zur Begrenzung der Geschwindigkeit des Teller-ventils (10) während eines Teils seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position innerhalb des Zylinderkopfbau- teils (12);

wobei die Führungsbuchse (29), eine sich vom ersten und zweiten Hohlraum (25, 27) erstreckende Hochdrucksteueröffnung (48) und eine mit Abstand zur Hochdrucksteueröffnung (48) angeordnete, sich vom ersten Hohlraum (25) erstreckende Niederdrucksteueröffnung (50) aufweist und die Dämpfungsmittel ein Dämpfergehäuse (76) umfassen, das eine mit der ersten Zylinderkopfkammer (30) verbundene Dämpferkammer (78) und innerhalb des Dämpfergehäuses (76) angeordnete, mit dem Tellerventil (10) gekoppelte Dämpferkolbenmittel zur Schaffung eines Widerstands gegen die Bewegung des Teller-ventils (10) während eines Teils seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position aufweist.

12. Teller-ventilbaugruppe nach Anspruch 11, 70 dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpferkolbenmittel einen gegen das Tellerventil (10) vorgespannten Dämpferkolben (80) aufweisen, wobei der Dämpferkolben (80) verschieblich in der Dämpferkammer (78) aufgenommen ist und ein zwischen der ersten Zylinderkopfkammer (30) und der Dämpfer-

kammer (78) angeordnetes Druckteil mit Mitteln zur Begrenzung des Fluidstroms von der Dämpferkammer (78) und zur ersten Zylinderkopfkammer (30) aufweist.

13. Tellerventilbaugruppe nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Begrenzungsmittel:

- eine erste Öffnung (88) und eine kleinere zweite Öffnung (90) durch das Druckteil aufweisen;

wobei die erste Öffnung (88) mit dem Tellerventil (10) ausgerichtet und von diesem verschlossen wird, wenn es den Dämpferkolben (80) berührt und die zweite Öffnung (90) nicht mit dem Tellerventil (10) ausgerichtet ist, wodurch das Fluid durch die erste und zweite Öffnung (88, 90) frei fließt, wenn sich das Tellerventil (10) von der ersten zur zweiten Position verschiebt und das Fluid nur durch die kleinere zweite Öffnung (90) fließt, wenn sich das Tellerventil (10) von der zweiten zur ersten Position verschiebt.

14. Tellerventilbaugruppe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Dämpfungsmittel:

- einen in der Dämpferkammer (78) zwischen dem Dämpferkolben (80) und dem Tellerventil (10) angebrachten Anschlagring (86) aufweisen;

wobei der Anschlagring (86) eine Zentralbohrung hat, so daß bei Anliegen des Dämpfers am Anschlagring (86) der Anschlagring (86) die erste oder zweite Öffnung (88, 90) nicht abdeckt, wobei der Anschlagring (86) den Weg des Dämpferkolbens (80) auf weniger als den des Tellerventils (10) von der ersten zur zweiten Position begrenzt, wodurch die Strömungsbegrenzung durch die erste Öffnung (88) nur auf einen Teil des Weges des Tellerventils (10) von der zweiten zur ersten Position begrenzt ist.

15. Verfahren zum Betrieb einer hydraulisch betriebenen Tellerventilbaugruppe für einen Verbrennungsmotor, mit den Schritten:

- Verschieben eines Tellerventils in einer Tellerventilbaugruppe, die eine Führungsbuchse mit einer Innen-Führungsbohrung und einer ersten Kammer aufweist, wobei das Tellerventil zwischen einer ersten und zweiten Position in der Innen-Führungsbohrung und der ersten Kammer verschoben wird;
- Hin- und Herbewegen eines mit dem Tellerventil verbundenen Ventilkolbens in der ersten Kammer, wodurch ein mit der Verstellung variierender erster und zweiter Hohlraum durch die Bewegung des Tellerventils gebildet wird, wobei die Führungsbuchse eine sich vom ersten und zweiten Hohlraum erstreckende Hochdrucksteueröffnung und einer mit Abstand zur Hochdrucksteueröffnung angeordnete, sich vom ersten Hohlraum erstreckende Niederdrucksteueröffnung aufweist;
- Begrenzung der Geschwindigkeit des Tellerventils während eines Teiles seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position im Zylinderkopfbauteils durch Dämpfungsmittel, die ein Dämpfergehäuse umfassen, das eine mit der ersten Kammer verbundene Dämpferkammer und ein innerhalb des Dämpfergehäuses angeordnetes mit dem Tellerventil verbundenes Dämpferkolbenmittel aufweist, um einen Widerstand gegen die Bewegung des Tel-

lerventils während eines Teiles seines Weges zwischen der ersten und zweiten Position zu bieten;

- Verbinden des ersten Hohlraums mit einer Niederdruckfluidquelle, zum Auslösen einer Beschleunigung für eine Ventilschließbewegung;

- Unterbrechen der Verbindung mit der Niederdruckfluidquelle, zum Beenden der Beschleunigung des Tellerventils;

- Verbinden des ersten Hohlraums mit einer Hochdruckfluidquelle über einen vorbestimmten Zeitraum, um das Abbremsen des Tellerventils zu beginnen, wodurch die Bewegung des Tellerventils das Tellerventil nicht vollständig schließen wird;

- Verbinden des ersten Hohlraums mit der Niederdruckfluidquelle über einen vorbestimmten Zeitraum, um die Beschleunigung zur Ventilschließbewegung zu beginnen; und

- Einschalten der Dämpfungsmittel zur Begrenzung der maximalen Geschwindigkeit des Tellerventils vor dem endgültigen Schließen des Tellerventils.

16. Verfahren nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß es ferner die Schritte aufweist:

- Verbinden des ersten Hohlraums mit einer Hochdruckfluidquelle zum Auslösen der Beschleunigung für der Ventilöffnungsbewegung;

- Unterbrechen der Verbindung mit der Hochdruckfluidquelle, zum Beenden der Beschleunigung des Tellerventils; und

- Verbinden des ersten Hohlraums mit einer Niederdruckfluidquelle über einen vorbestimmten Zeitraum, um das Abbremsen des Tellerventils zu beginnen.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

THIS PAGE BLANK (USPTO)

- Leerseite -

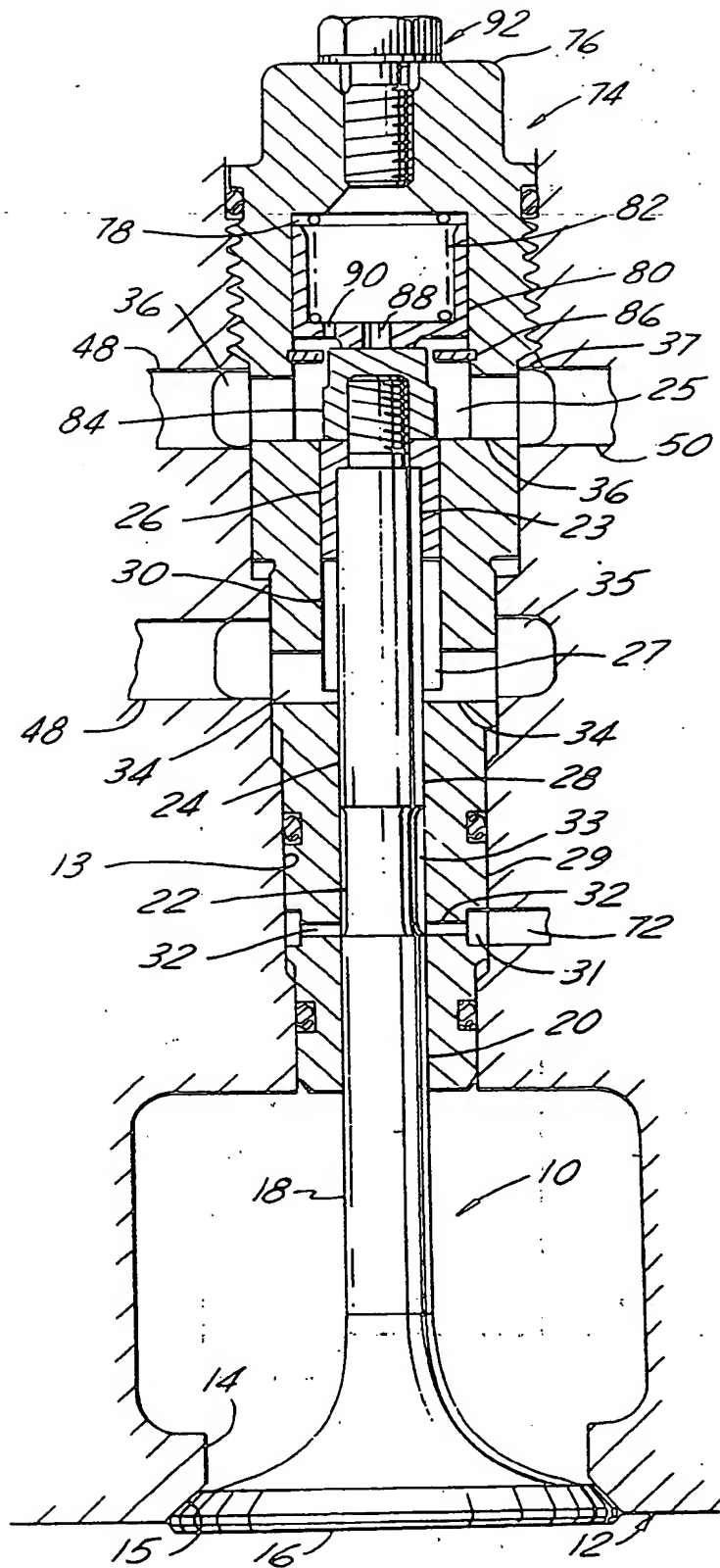


Fig-4 *

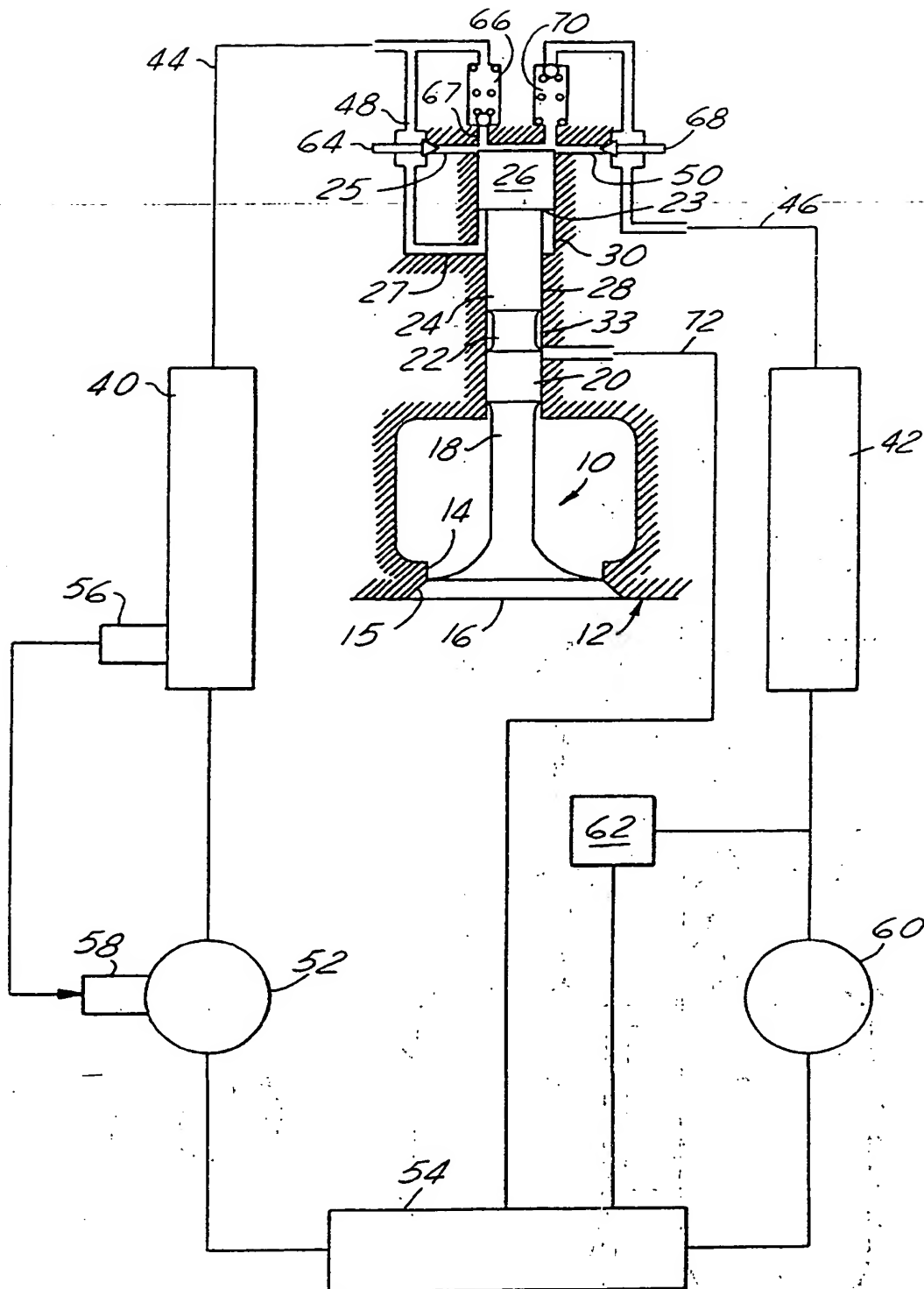


fig-1



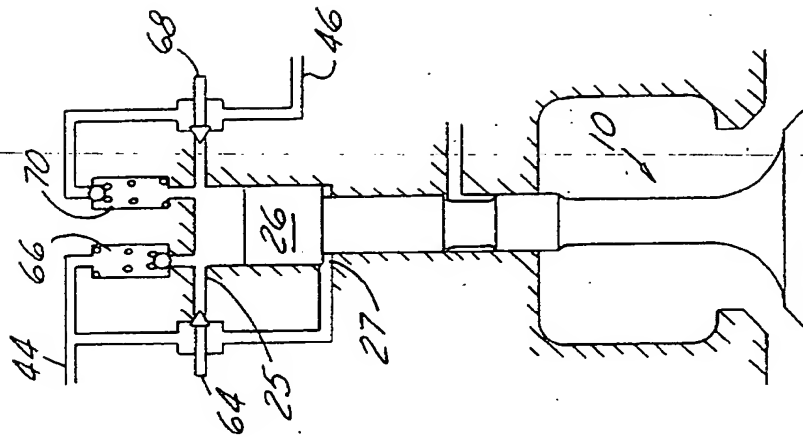


Fig. 20

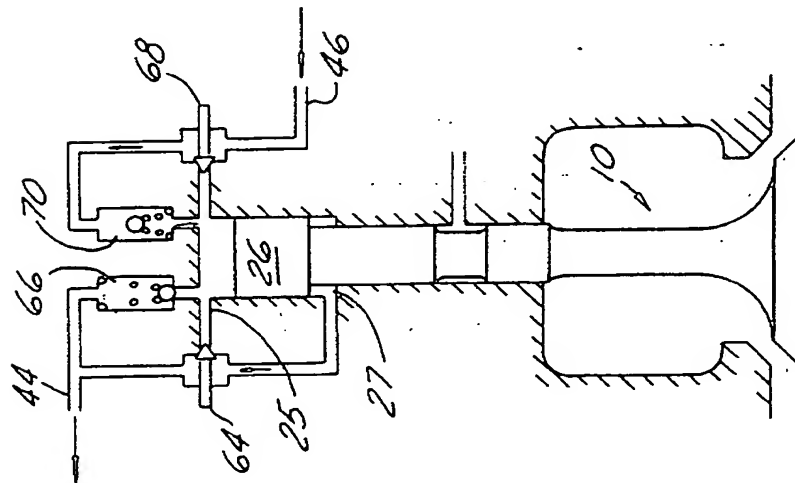


Fig. 21

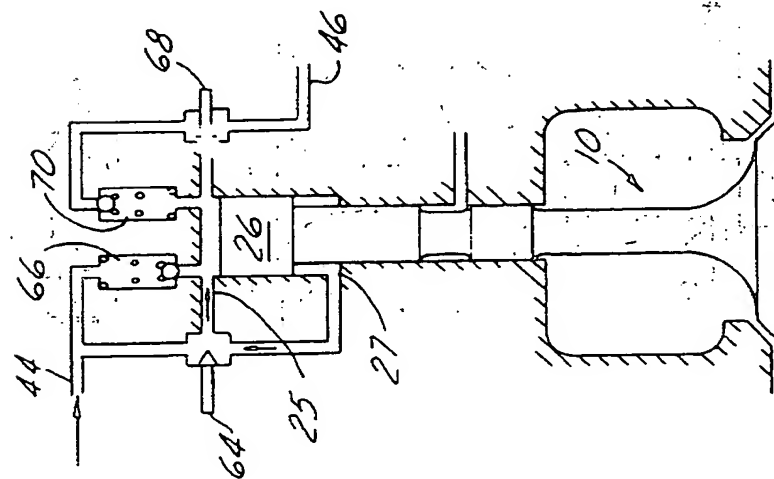


Fig. 22

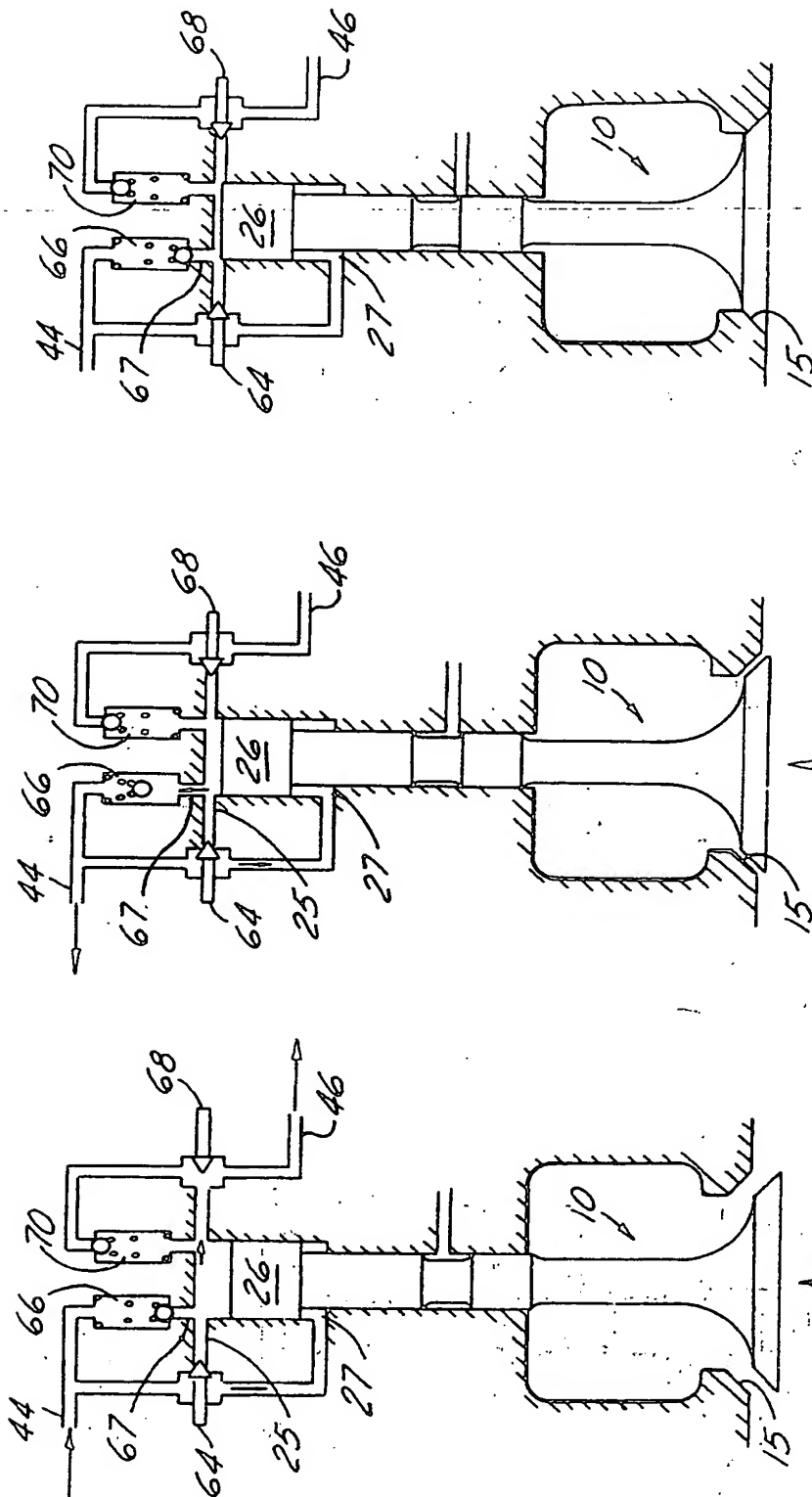


Fig. 3c

Fig. 3b

Fig. 3a

